

Запропоновано модель робочих процесів двигуна автогрейдера при несталому навантаженні в технологічних процесах дорожньо-будівельних робіт. Визначені теоретичні залежності роботи двигуна автогрейдера. Встановлено закономірності впливу характеру навантаження на зміну частоти обертання колінчастого валу двигуна, циклової подачі палива і годинної витрати палива. Запропоновані залежності дозволяють оптимізувати роботу двигуна в несталих режимах

Ключові слова: експлуатація автогрейдера, режими роботи, нестале навантаження, динамічні характеристики, коливальний процес

Предложена модель рабочих процессов двигателя автогрейдера при неустановившейся нагрузке в технологических процессах дорожно-строительных работ. Определены теоретические зависимости работы двигателя автогрейдера. Установлены закономерности влияния характера нагрузки на изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя, цикловой подачи топлива и часового расхода топлива. Предложенные зависимости позволяют оптимизировать работу двигателя в неустановившихся режимах

Ключевые слова: эксплуатация автогрейдера, режимы работы, неустановившаяся нагрузка, динамические характеристики, колебательный процесс

1. Введение

Автогрейдер можно представить как динамическую систему с переменной массой и скоростью, находящуюся под воздействием нагрузки и положения органа управления.

Указанные особенности влияют на скоростной режим, тепловое состояние двигателя, что, в свою очередь, оказывает влияние на протекание процессов топлива и воздухоподачи, смесеобразования, сгорания, индикаторные и эффективные показатели двигателя.

Анализируя реальные условия эксплуатации, проведем схематизацию модели двигателя автогрейдера. Рассмотрим работу двигателя при выполнении земляных работ. В этом случае масса и передача, на которой работает автогрейдер, постоянны, а возмущающим воздействием является только изменение нагрузки.

Классическая теория двигателей внутреннего сгорания разработала целый ряд оценочных показателей совершенства термодинамических процессов и всей конструкции двигателя. Но при исследовании переходных и неустановившихся процессов целый ряд показателей становятся трудно определяемыми.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЯ АВТОГРЕЙДЕРА ПРИ РАБОТЕ С НЕУСТАНОВИВШЕЙСЯ НАГРУЗКОЙ

УДК 62-91

DOI: 10.15587/1729-4061.2017.107128

Д. М. Клец

Доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой
Кафедра компьютерных технологий и мехатроники*

E-mail: d.m.klets@gmail.com

М. В. Краснокутский

Директор по производству
ООО «УКР-СТРОЙ»

ул. Серебрянокольская, 1, г. Киев, Украина, 02095

E-mail: simson25@mail.ru

В. И. Гацько

Кандидат технических наук

Кафедра технологи машиностроения и ремонта машин*

E-mail: ivanovich87.90@mail.ru

М. В. Барун

Кандидат экономических наук

Кафедра экологии*

E-mail: masha.barun@gmail.com

*Харьковский национальный

автомобильно-дорожный университет

ул. Ярослава Мудрого, 25, г. Харьков, Украина, 61002

Поэтому, из всего многообразия необходимо выбрать основные показатели. Основные показатели позволят определить нарушения в процессах и изменения в выходных показателях двигателя при переходных режимах с минимальными затратами средств и времени.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Анализ процессов, происходящих в двигателях внутреннего сгорания (ДВС), с учетом условий эксплуатации, проведен авторами работ [1, 2]. Современные программные комплексы позволяют выполнять моделирование рабочих процессов в дизельных двигателях с учетом количественного анализа ключевых параметров двигателя, влияющих на эффективность преобразования тепловой энергии.

При работе двигателя с неустановившейся нагрузкой происходит рассогласование работ всех систем [3], так как изначально двигатель спроектирован для работы с постоянной нагрузкой, а в действительности – работает при неустановившейся нагрузке, что влечет за собой снижение технико-экономических показателей двигателя и автогрейдера в целом.

Метод построения динамической регуляторной характеристики с учетом случайных колебаний момента сопротивления на коленчатом валу двигателя внутреннего сгорания предложен в работе [4]. Из-за непрерывных колебаний оборотов двигателя будут изменяться: коэффициент наполнения η_v , коэффициент избытка воздуха α , механический коэффициент полезного действия (КПД) η_m и индикаторный КПД.

Ухудшение эффективных показателей двигателя при неустановившейся нагрузке, зависит от амплитуды, колебания частоты вращения коленчатого вала двигателя. Величина коэффициента загрузки тракторного двигателя тем больше снижается, чем меньше коэффициент запаса крутящего момента. Поэтому двигатели, работающие в условиях неустановившихся нагрузок, должны иметь больший запас крутящего момента, чем при постоянных нагрузках. В работе [5] для оптимизации расхода топлива автогрейдера предлагается способ сдвига кривой мощности грейдера двигателя с помощью нечеткого адаптивного управления. Известны методики обеспечения оптимального температурного состояния двигателя в процессе эксплуатации [6] за счет использования комплексного комбинированного прогрева, а также интеллектуальных систем управления охлаждением [7, 8].

Вопросам оптимизации процессов сгорания в цилиндрах и процессов тепловой обработки посвящены работы [9, 10]. На основе усовершенствованного двигателя проведен стационарный стендовый тест, испытание на нагрузку при испытаниях на постоянной скорости и на дорогах. Однако характер нагрузки двигателей автогрейдера является неустановившимся, а не стационарным. В то же время, стандарты на испытание двигателей регламентируют показатели при стационарных режимах. В условиях движения транспортного средства параметры работы и управления серьезно отклоняются от установившихся значений с большими колебаниями, например, угол опережения зажигания значительно замедляется в условиях резкого замедления. Поэтому моделирование рабочих процессов двигателя автогрейдера при неустановившейся нагрузке является перспективной научной задачей.

3. Цель и задачи исследования

Целью работы является повышение эффективности построения технологических процессов дорожно-строительных работ по возведению дорожного и железнодорожного полотна путём выбора рациональных рабочих процессов двигателя автогрейдера.

Для достижения поставленной цели была решена следующая задача: синтезирована модель рабочих процессов двигателя автогрейдера при неустановившейся нагрузке с учётом условий его эксплуатации.

4. Материалы и методы исследований рабочих процессов двигателя автогрейдера

Влияние регулировочных параметров двигателя на показатели его работы с неустановившейся нагрузкой исследовано методом имитационного моделирования.

Динамические процессы в двигателях внутреннего сгорания описаны линейными дифференциальными уравнениями в пределах заранее выбранных линейных зон изменения исследуемых показателей. Для получения дифференциальных уравнений использован метод идентификации. Коэффициенты дифференциальных уравнений подобраны по переходным кривым, полученным при сбросах и набросах нагрузки.

5. Моделирование рабочих процессов двигателя автогрейдера

Динамические качества двигателя автогрейдера определяются дифференциальными уравнениями, которые, в свою очередь, определяются экспериментальными методами.

Линейность динамических свойств может быть проверена экспериментально. Руководствуясь динамическими исследованиями, которые представлены в работе [2], определены зоны исследования по линейным участкам изменения анализируемых показателей от возмущающего показателя по стационарной характеристике.

Исследования с помощью аperiodических воздействий дали возможность получить динамические характеристики, представляющие сумму свободного и вынужденного движения звена или системы, а частотные характеристики отражают только вынужденное движение звена. Амплитудно-частотная характеристика показывает степень ослабления или усиления гармонического сигнала, проходящего через линейную систему [2].

За основу методики разработки математической модели для показателей рабочего процесса двигателя с помощью аperiodических воздействий была взята модель, предложенная в работе [4].

В качестве основных показателей выберем следующие величины: частота вращения вала двигателя (n), цикловая подача топлива (g_u), расход воздуха (G_b). По переходным функциям определим вид и коэффициенты дифференциальных уравнений, решения которых описывают изменение показателя в переходном процессе.

При исследованиях по регуляторной ветви показатели двигателя описываются линейными дифференциальными уравнениями третьего порядка:

$$T_{3n}^3 \frac{d^3 n}{dt^3} + T_{2n}^2 \frac{d^2 n}{dt^2} + T_{1n} \frac{dn}{dt} + n_0 = K_n \cdot \Delta M_c, \quad (1)$$

$$T_{3g}^3 \frac{d^3 g_u}{dt^3} + T_{2g}^2 \frac{d^2 g_u}{dt^2} + T_{1g} \frac{dg_u}{dt} + g_{u0} = K_g \cdot \Delta M_c, \quad (2)$$

$$T_{3b}^3 \frac{d^3 G_b}{dt^3} + T_{2b}^2 \frac{d^2 G_b}{dt^2} + T_{1b} \frac{dG_b}{dt} + G_{b0} = K_b \cdot \Delta M_c, \quad (3)$$

где T_i – коэффициенты дифференциальных уравнений; K_i – коэффициенты усиления; n_0 – начальное значение частоты вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹; g_{u0} – начальное значение цикловой подачи топлива, г/цикл; G_{b0} – начальное значение часового расхода воздуха двигателем, кг/час; ΔM_c – закон изменения момента сопротивления, действующего на коленчатом валу двигателя, Н·м.

Используя принцип суперпозиции, с помощью уравнений (1)–(3) можно проанализировать поведение двигателя и его систем при любых видах нагрузки. Для этого в уравнениях величина ΔM_c заменяется на требуемый закон изменения нагрузки, и решения этих уравнений определяют изменение исследуемых показателей.

Для определения эффективных показателей работы двигателя использовалось основное уравнение динамики:

$$\Delta M_b(t) = \Delta M(t) + J_{пр} \frac{d\omega}{dt}, \quad (4)$$

где $\Delta M_b(t)$ – изменение момента двигателя, Н·м; ω – угловая скорость коленчатого вала двигателя, с⁻¹; $J_{пр}$ – приведенный к валу двигателя момент инерции автогрейдера, кг·м².

Приведенный момент инерции математически можно представить в виде следующей зависимости:

$$J = J_d + J_a, \quad (5)$$

где J_d – приведенный момент инерции масс двигателя, кг·м²; J_a – приведенный момент инерции масс автогрейдера, кг·м².

Для определения приведенного момента инерции двигателя используется методика, представленная в работе [2].

В результате приведения моментов инерции масс двигателя к оси коленчатого вала получается следующая зависимость:

$$J_d = i_0 (m_h + m_\omega) R_{кв}^2 + J_{кв}, \quad (6)$$

где i_0 – число цилиндров; m_h – масса деталей в цилиндре, совершающих возвратно-поступательное движение, кг; m_ω – масса части шатуна, отнесенная к оси шатунной шейки вала, кг; $R_{кв}$ – радиус кривошипа, м; $J_{кв}$ – момент инерции коленчатого вала двигателя и вращающихся вместе с ним масс относительно оси коренной шейки, кг·м².

Масса m_h состоит из массы поршневой группы m_n и части массы шатуна, равной $0,275 m_\omega$ отнесенной к оси верхней головки шатуна, поэтому:

$$m_A = m_n + m_L \frac{L_B}{L}, \quad (7)$$

Оставшаяся масса шатуна относится к оси шатунной шейки вала:

$$m_{BL} = m_L \left(1 - \frac{L_B}{L} \right), \quad (8)$$

В приведенный момент инерции $J_{кв}$ коленчатого вала двигателя входят приведенные моменты инерции колен J_k , маховика J_m :

$$J_{кв} = i_d J_k + J_m, \quad (9)$$

где i_d – количество колен коленчатого вала.

Приведенный момент инерции маховика определим по формуле:

$$J_m = \frac{m_M D_M^2}{8}, \quad (10)$$

где m_M – масса маховика, кг; D_M – диаметр маховика, м.

Аналогично определяется момент инерции муфты. Приведенный момент инерции J_k определяется в виде суммы:

$$J_k = J_1 + J_2 + J_3, \quad (11)$$

где J_1 – момент инерции массы вращающейся цилиндрической части вала (коренная шейка), кг·м²; J_2 – момент инерции остальной вращающейся цилиндрической части вала (шатунная шейка), кг·м²; J_3 – момент инерции щек коленчатого вала, кг·м².

$$J_1 = \frac{\pi l \rho}{32} (d_k^4 - d_b^4), \quad (12)$$

где ρ – плотность материала вала, кг/м³; l – длина коренной шейки, м; d_k – наружный диаметр коренной шейки, м; d_b – диаметр сверления, м.

$$J_2 = \frac{\pi l \rho}{4} (d_\omega^2 - d_{\omega\omega}^2) \cdot \left(R^2 + \frac{d_\omega^2 - d_{\omega\omega}^2}{8} \right), \quad (13)$$

где d_ω – диаметр шатунной шейки, м; $d_{\omega\omega}$ – диаметр сверления шатунной шейки, м; l_ω – длина шатунной шейки, м.

Если щека колена имеет форму, близкую к параллелепипеду, то момент инерции двух щек можно определить по формуле:

$$J_3 = 2 \cdot a \cdot b \cdot h \cdot l_0 \cdot \left(p^2 + \frac{a^2 + l_0^2}{12} \right), \quad (14)$$

где b – ширина щеки, м; h – толщина щеки, м; a – высота щеки, м; p – расстояние центра тяжести щеки от оси вращения, м.

При изменении скоростного режима двигателя изменяется число оборотов распределительного вала, валиков и роторов вспомогательных агрегатов и скорость движения клапанов. Поэтому их момент инерции также должен быть приведен к коленчатому валу двигателя. Однако величина этого приведенного момента инерции мала по сравнению с моментом J_d и поэтому оценивается приближенно введением коэффициента $X_d = 1, 1 \dots 1, 2$.

Тогда полный приведенный момент инерции двигателя

$$J_d = X_d J_k. \quad (15)$$

При проведении теоретических и экспериментальных исследованиях принимаем, что момент инерции маятниковой машины и карданного вала, соединяющего двигатель с маятниковой машиной, представляет собой приведенный момент инерции автогрейдера.

Наиболее подходящим по моменту инерции является работа автогрейдера при выполнении земляных работ.

Рабочая скорость автогрейдера на 5 передаче – 10 км/ч. Глубина среза грунта – 8...10 см. Тип почвы – средний суглинок с относительной влажностью 13... 16 % и удельным сопротивлением ≈ 5 Н/см².

Приведенный момент инерции определяется по следующей зависимости:

$$J_2 = J_d + J_T + J_c, \quad (16)$$

где J_T – момент инерции ротора маятниковой машины, $J_T = 1,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; J_c – момент инерции карданного вала с фланцами, $J_c = 0,7025 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Момент инерции ротора маятниковой машины определен согласно технической характеристике, при этом учтены моменты инерции промежуточных соединений.

Наиболее неблагоприятными условиями работы двигателя является резкий наброс и сброс нагрузки. Поэтому дальнейшие расчеты будут вестись для этого вида нагрузки двигателя. Рассмотрим решение уравнений для наброса (сброса) нагрузки. Изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя:

$$T_{3n} \frac{d^3 n}{dt^3} + T_{2n} \frac{d^2 n}{dt^2} + T_{1n} \frac{dn}{dt} + n_0 = K_n \cdot \Delta M_c. \quad (17)$$

Изменение цикловой подачи топлива:

$$T_{3g} \frac{d^3 g_u}{dt^3} + T_{2g} \frac{d^2 g_u}{dt^2} + T_{1g} \frac{dg_u}{dt} + g_{u0} = K_n \cdot \Delta M_c. \quad (18)$$

Изменение расхода воздуха:

$$T_{3b} \frac{d^3 G_b}{dt^3} + T_{2b} \frac{d^2 G_b}{dt^2} + T_{1b} \frac{dG_b}{dt} + G_{b0} = K_b \cdot \Delta M_c. \quad (19)$$

Общий вид решения дифференциальных уравнений третьего порядка представляет следующее выражение:

$$Y_{\text{ор.н.у}} = Y_{\text{ор.о.у}} + Y_{\text{ч.р.н.у}}, \quad (20)$$

где $Y_{\text{ор.н.у}}$ – общее решение неоднородного уравнения; $Y_{\text{ор.о.у}}$ – общее решение однородного уравнения; $Y_{\text{ч.р.н.у}}$ – частное решение неоднородного уравнения.

Частное решение неоднородного уравнения имеет вид:

$$Y_{\text{ч.р.н.у}} = f(K_i \cdot \Delta M_c), \quad (21)$$

где $\Delta M_c = f(t)$ – закон изменения момента сопротивления, действующей на коленчатый вал двигателя.

При решении дифференциальных уравнений подбираем закон изменения момента сопротивления, который в полной мере описывает изменение момента сопротивления приведенного к коленчатому валу двигателя при работе автогрейдера.

Общее решение дифференциального уравнения третьего порядка в области колебательных сходящихся процессов будет иметь вид:

$$y = e^n (C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t) + C_3 e^{K_d} + K \Delta M_c, \quad (22)$$

где C_1, C_2, C_3 – постоянные интегрирования, зависящие от начальных условий и комплексных корней уравнения; K_d – коэффициент дифференциального уравнения; K – коэффициент усиления.

Для облегчения записи уравнения заменим:

Начальные условия решения дифференциального уравнения:

$$\frac{d^3 y}{dt^3} \Rightarrow \ddot{y}, \quad \frac{d^2 y}{dt^2} \Rightarrow \dot{y}, \quad \frac{dy}{dt} \Rightarrow y.$$

Решение системы уравнений будет иметь вид:

$$\begin{cases} y(0) = y(0), \\ \dot{y}(0) = 0, \\ \ddot{y}(0) = 0 \end{cases} \quad (23)$$

или

$$\dot{y} = e^n \left[(\gamma C_1 + \omega C_2) \cdot \cos \omega t + (\gamma C_2 - \omega C_1) \cdot \sin \omega t \right] + K_3 C_3 e^{K_3 t}, \quad (24)$$

$$\ddot{y} = e^n \left[(\gamma^2 C_1 + 2\gamma \omega C_2) \cdot \cos \omega t + (\gamma^2 C_2 + 2\gamma \omega C_1) \sin \omega t \right] + K_3^2 C_3 e^{K_3 t}. \quad (25)$$

После преобразования и решения уравнений (24) и (25) находятся значения постоянных интегрирования

При решении дифференциального уравнения использовался принцип численного интегрирования, определены оптимальные значения закона нагружения (ΔM_c), наиболее подходящие для работы автогрейдера при выполнении земляных работ.

Пусть дано дифференциальное уравнение:

$$T_3 \frac{d^3 y}{dt^3} + T_2 \frac{d^2 y}{dt^2} + T_1 \frac{dy}{dt} + y = k \cdot x(t),$$

где $x(t)$ – функция, определяющая воздействие на систему; $y(t)$ – функция (отклик системы); T_1, T_2, T_3, k – постоянные коэффициенты.

Заданы параметры $x(t), T_1, T_2, T_3, k$.

Начальные условия $y(0), \frac{dy}{dt}(0), \frac{d^2 y}{dt^2}(0)$. Требуется найти $y(t)$.

Перепишем дифференциальное уравнение в следующем виде:

$$\frac{d^3 y}{dt^3} = \frac{k}{T_3} \cdot x(t) - \frac{T_2}{T_3} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} - \frac{T_1}{T_3} \cdot \frac{dy}{dt} - \frac{1}{T_3} y. \quad (26)$$

Идея численного интегрирования, используемого в данной работе, может быть пояснена структурой, представленной на рис. 1. Поясним принцип работы.

Для начала оговоримся, что индексом i будем обозначать отсчет функции в i -й момент времени.

Пусть на вход поступает первый отсчет входного воздействия x^1 . Умноженный на константу сигнал поступает на вход сумматора. Значения отсчетов на других входах сумматора определяется начальными условиями:

$$y^1 = y(0), \quad (27)$$

$$\frac{dy^1}{dt} = \frac{dy}{dt}(0), \quad (28)$$

$$\frac{d^2 y^1}{dt^2} = \frac{d^2 y}{dt^2}. \quad (29)$$

На выходе сумматора получим отсчет $\frac{d^3 y^1}{dt^3}$. Далее численно интегрируя $\frac{d^3 y}{dt^3}$, полагая что все отсчеты предыдущие отсчеты были нулевыми, получаем $\frac{d^2 y^2}{dt^2}$. Два последующих интегратора дают значения $y^2, \frac{dy^2}{dt}$.

После этого на вход поступает следующий отсчет x^2 . И поступает на вход сумматора. На другие входы поступают значения, определяемые отсчетами $y^2, \frac{dy^2}{dt}, \frac{d^2 y^2}{dt^2}$.

На выходе сумматора получаем отсчет $\frac{d^3 y^2}{dt^3}$. После этого операции повторяются. Полученный ряд значений $\{y^1\}$ – искомое численное решение дифференциального уравнения.

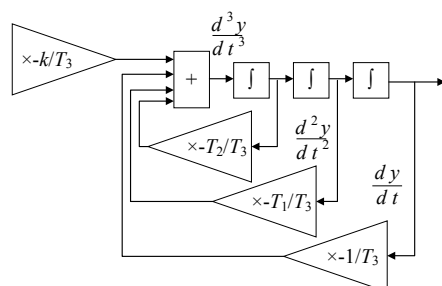


Рис. 1. Структурная схема, поясняющая принцип численного решения дифференциального уравнения

Изменения показателей двигателя на переходных режимах описываются линейными дифференциальными уравнениями. Коэффициенты дифференциальных уравнений характеризуют качество и продолжительность исследуемых переходных процессов. Поэтому для оценки динамических качества двигателя и его систем используются коэффициенты дифференциальных уравнений и время запаздывания изменения параметра на возмущение.

Для оптимизации расчетов изменения параметров в переходном процессе при сбросе и набросе нагрузки берутся в относительных величинах. Максимальное значение берется за единицу ($A_{\max}=1$), а минимальное за 0, ($A_{\min}=0$).

При моделировании переходных процессов значения коэффициентов дифференциального уравнения брались с учетом данных, полученных при проведении лабораторных экспериментов. Увеличение диапазона охвата позволяет определить влияние коэффициентов дифференциальных уравнений на протекание переходного процесса.

Для разработки теоретических данных необходимо по результатам полученных экспериментальных данных задать коэффициенты дифференциального уравнения и затем решить его с данными коэффициентами. Полученные переходные кривые необходимо сравнить на сходимость с экспериментальными, для подтверждения адекватности математической модели.

6. Обсуждение результатов исследования рабочих процессов двигателя автогрейдера

Требования к двигателям строительных и дорожных машин в основном идентичны требованиям,

предъявляемым к автотракторным двигателям. Однако специфические условия работы указанных машин обуславливают ряд особых, дополнительных требований к очистке масла, воздуха и топлива, надежности систем охлаждения и запуска, регулировке и комплектации.

Изучение характера неустановившейся нагрузки показало, что наиболее целесообразным приемом повышения эффективности работы двигателя автогрейдера является совершенствование связи работы систем двигателя с характером неустановившейся нагрузки на отвале автогрейдера.

Аналитический метод подбора параметров работы позволяет определить оптимальную величину загрузки двигателя с учетом особенностей режима нагрузки. Оптимальная величина загрузки двигателя выбирается в зависимости от характера нагрузки и особенностей двигателя. Эта величина, при работе с неустановившейся нагрузкой, всегда ниже номинального крутящего момента двигателя. Предложенная математическая модель рабочих процессов двигателя автогрейдера при неустановившейся нагрузке позволяет повысить эффективность построения технологических процессов дорожно-строительных работ по возведению дорожного и железнодорожного полотна за счет учета условий работы элементов системы «водитель-автогрейдер-дорожная среда».

Оптимизация рабочих процессов двигателя позволяет значительно улучшить характер работы двигателя при неустановившейся нагрузке. В качестве основных показателей учитываются следующие величины: частота вращения вала двигателя (n), цикловая подача топлива (g_u), расход воздуха (G_b). Как результат, более качественная работа двигателя позволяет улучшить технико-экономические характеристики работы автогрейдера.

Следует указать, что в исследовании принято допущение о стационарности показателей двигателя во времени, что несколько ограничивает применение полученных результатов.

Экономический эффект от использования оптимизации рабочих процессов двигателя складывается из следующих составляющих: улучшение работы двигателя при неустановившейся нагрузке, характеризующее резким изменением момента сопротивления, что позволит увеличить эффективность использования автогрейдера в условиях эксплуатации.

7. Выводы

Разработанная математическая модель рабочих процессов двигателя автогрейдера в неустановившемся режиме позволяет использовать известные теоретические положения для совершенствования системы регулирования подачи воздуха в серийно выпускаемых двигателях автогрейдера. Модель представлена в виде теоретических зависимостей рабочих процессов дизельного двигателя автогрейдера, описанных дифференциальными уравнениями третьего порядка. Указанные зависимости дают возможность установить закономерности влияния коэффициентов дифференциальных уравнений и характера нагрузки на изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя, цикловой подачи

топлива и часового расхода топлива, что в конечном результате позволяет оптимизировать работу двигателя в неустановившихся режимах.

Выполнено численное моделирование сброса и наброса нагрузки двигателя автогрейдера с помощью дифференциальных уравнений третьего порядка в от-

носительных величинах. Определено, что с уменьшением значений коэффициентов дифференциального уравнения переходный процесс протекает интенсивнее. Время задержки реакции на возмущение и продолжительность затухания колебательного процесса при этом уменьшается.

Литература

1. Yuan, Z. Quantitative analysis on the thermodynamics processes of gasoline engine and correction of the control equations for heat-work conversion efficiency [Text] / Z. Yuan, J. Liu, J. Fu, Q. Liu, S. Wang, Y. Xia // Energy Conversion and Management. – 2017. – Vol. 132. – P. 388–399. doi: 10.1016/j.enconman.2016.11.037
2. Бабич, А. А. Современные методы математического моделирования рабочих процессов дизеля [Текст] / А. А. Бабич, С. А. Громов, А. М. Левтеров // Вестник ХНАДУ. – 2016. – № 75. – С. 109–115.
3. Wang, X. Engine working condition effects on the dynamic response of organic Rankine cycle as exhaust waste heat recovery system [Text] / X. Wang, G. Shu, H. Tian, P. Liu, X. Li, D. Jing // Applied Thermal Engineering. – 2017. – Vol. 123. – P. 670–681. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.05.088
4. Денисов, В. П. Математическое моделирование рабочего процесса автогрейдера для оптимизации длины отвала при случайном характере нагрузок [Текст] / В. П. Денисов, К. В. Зубарев, С. С. Журавлев // Вестник СибАДИ. – 2014. – № 3 (37). – С. 72–78.
5. Ye, M. Energy conservation for a motor grader by shifting the engine power curve based on fuzzy adaptive control [Text] / M. Ye, T. Lin // Advances in Mechanical Engineering. – 2015. – Vol. 7, Issue 4. – P. 168781401558211. doi: 10.1177/1687814015582116
6. Волков, В. П. Формування оптимального температурного стану транспортного двигуна за рахунок комплексного комбінованого прогріву [Текст] / В. П. Волков, І. В. Грицук // Вестник ХНАДУ. – 2015. – № 69. – С. 33–39.
7. Mohamed, E. S. Development and analysis of a variable position thermostat for smart cooling system of a light duty diesel vehicles and engine emissions assessment during NEDC [Text] / E. S. Mohamed // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 99. – P. 358–372. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.12.099
8. Che Sidik, N. A. Recent advancement of nanofluids in engine cooling system [Text] / N. A. Che Sidik, M. N. A. Witri Mohd Yazid, R. Mamat // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2017. – Vol. 75. – P. 137–144. doi: 10.1016/j.rser.2016.10.057
9. Xu, Z. Comparison of in-cylinder combustion and heat-work conversion processes of vehicle engine under transient and steady-state conditions [Text] / Z. Xu, J. Fu, J. Liu, Z. Yuan, J. Shu, L. Tan // Energy Conversion and Management. – 2017. – Vol. 132. – P. 400–409. doi: 10.1016/j.enconman.2016.11.038
10. Gabriel-Buenaventura, A. Energy recovery systems for retrofitting in internal combustion engine vehicles: A review of techniques [Text] / A. Gabriel-Buenaventura, B. Azzopardi // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2015. – Vol. 41. – P. 955–964. doi: 10.1016/j.rser.2014.08.083